

## 小型水車における調速とその作動の解析

その他（別言語等） のタイトル	Experimental and Analytical Study for the Performance of Francis Turbine Speed-Governor on a Small Scale
著者	奥田 教海, 久保田 譲
雑誌名	室蘭工業大学研究報告. 理工編
巻	8
号	2
ページ	345-361
発行年	1974-10-15
URL	<a href="http://hdl.handle.net/10258/3593">http://hdl.handle.net/10258/3593</a>

# 小型水車における調速とその作動の解析

奥田 教海・久保田 譲

## Experimental and Analytical Study for the Performance of Francis Turbine Speed-Governor on a Small Scale

Kyookai Okuda and Yuzuru Kubota

### Abstract

The authors present the experimental and analytical results of performances at the Francis turbine speed-governor, which is regulated with oil hydraulic power, at shutdown and loading of various turbine output using the small-scale apparatus.

The researched items are closing time of servomotor, settling time of revolution and percentage of speed variation in accordance with changing the fluid resistance of throttle valve in dashpot, spring constant of pendulum speeder and initial compression of the spring.

These items are recorded at performance tests with the experimental apparatus in which maximum output is 1.8 kW at the generator.

The results have been compared with the analytical results obtained from the automatic-control analyses with computer simulation on the system including pendulum, pilot valve, servomotor, dashpot, guide vane of turbine, turbine runner and generator.

The latter results have coincided approximately with the former and the facts are shown in optimum values that the factors affecting the system are fluid resistance of throttle valve in dashpot and spring constant of pendulum speeder.

### I. ま え が き

水力発電において、良質な電力を得るためには、負荷が変動したときできるだけ速く規定回転数に回復、安定させることが必要である。そのため水車には調速機を附属させるのが通例である。本報告ではフランス水車の調速系の作動を解析する一例として、次の事項を報告する。すなわち、実験室用小型フランス水車とそれに附属する既製機械式調速機を使用して、それらの作動の実験を行ない、またその調速系の作動をデジタル・コンピュータにシミュレートさせて解析し、両者の比較を行ない、その最高性能を期待できる設定条件を見出すための解析を行なった。負荷の変動は、後述のように4段階の負荷に対する負荷増加と負荷遮断に、2大別して行なった。

## II. 実験装置と実験計画

### 1. 実験装置

実験装置の概要は図1に、調速機の作動系統図は図2に示す。水車はE社製横軸フランシス水車で、水車出力2kW、発電機出力最大1.8kWである。図1において、水は押込ポンプ、スルース弁、減圧弁、圧力水槽を経て水車に供給される。減圧弁は水車入口取圧孔に連絡し、ガイドベーンの開閉に伴い水車入口圧力を調整するようになっている。調速機は遠心振子

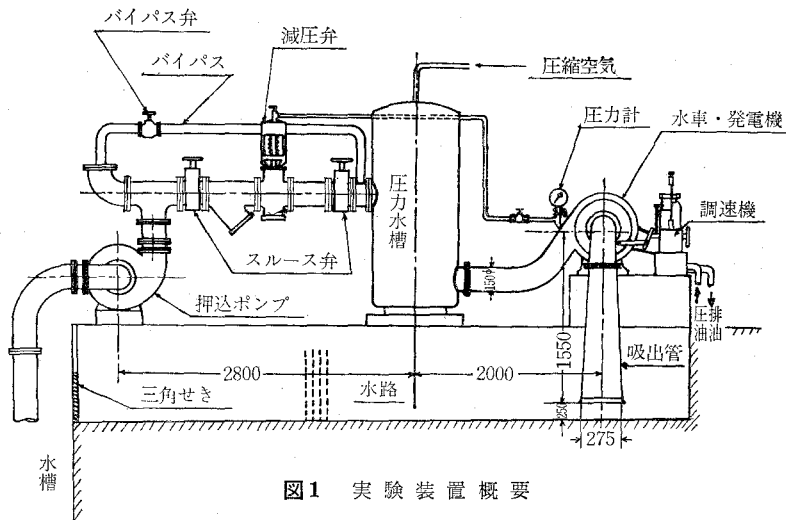


図1 実験装置概要

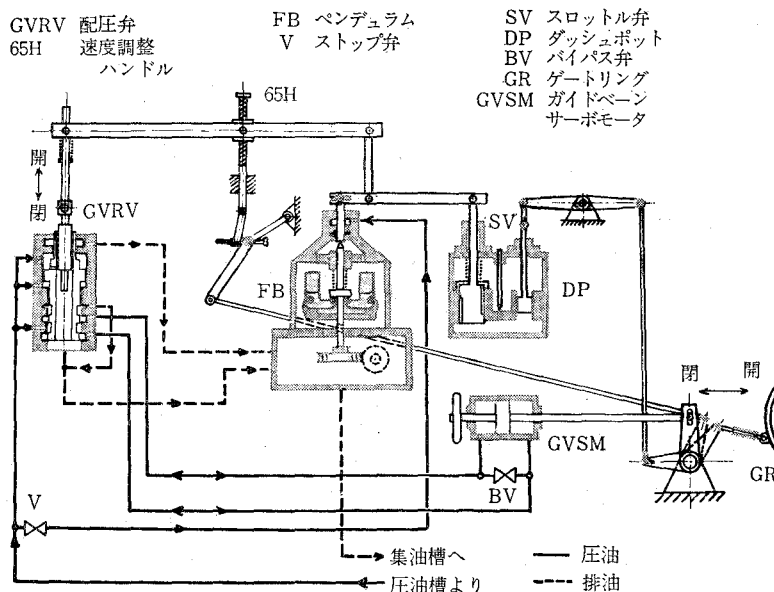


図2 調速機作動系統図

型の油圧式自動調速機で、常用油圧は  $9 \text{ kg/cm}^2$  である。図 2 について調速機の作動の概要を説明する。ペンデュラム部 (FB) のフライ・ボールおよびその回転軸は水車軸からの V ベルト駆動、ウォームとウォーム・ホイール駆動で回転させられる。負荷遮断の場合は、その回転数が上昇し、フライ・ボールは遠心力で振り出され、ばねを圧縮しながら回転軸を押し上げ、速度調整ハンドル (65 H) の点を支点として、そのレバーを僅に正回転させ、配圧弁 (GVRV) のスプールを押し下げる。圧油はサーボモータ (GVSM) の右側に入り、ガイドベーンゲートリング (GR) を閉方向に動かす。その動きはレバーを介して、ダッシュポット (DP) に伝わり、次に 2 つのレバーを経て、配圧弁を中立位置に戻すようになる。負荷増加の場合は、各部の動作は反対方向になる。ダッシュポットの作動の感度はスロットル弁 (SV) の開度によって変わる。この調速機の制御方式は回転数の変動を検出し、それによって流量を制御し、出力を制御する追値型制御方式である。

本実験装置では調速機作動時の諸変動値は、それぞれ電氣的に取出し、同時記録装置 (レクチグラフ) に記録する。水車軸回転数は電気回転計で、サーボモータのストロークはポテンシオメータで、水車入口圧力はトランスデューサで取出し、発電機出力は電力計より変圧器、変流器、サーマルコンバータを経て、レクチグラフに記録する。水車軸回転数の測定には補助的にデジタル・タコメータも使用する。発電機出力の測定には電流計、電圧計も接続し、電力計の読みをチェックするようにする。発電機の負荷には水抵抗器を用いる。

## 2. 使用用語および記号の説明

- (1) 閉鎖時間 (sec) 負荷遮断のとき、サーボモータが案内羽根の開度を減少させる時間。
- (2) 不動時間 (sec) 負荷遮断および増加の後、回転数が変化し始めた時から、ガイドベーンが実際に作動し始めるまでの時間。(本実験では 0.5 sec 程度で非常に短かいので、閉鎖時間、開放時間に含めて扱う。開放時間は負荷増加のときのサーボモータ作動時間を言う。)
- (3) 整定時間 (sec) 負荷変動後、回転数が規定回転数の  $\pm 1\%$  以内に落ち着くまでの時間。
- (4) 速度変動率 ( $\Delta N\%$ )

$$\text{負荷遮断時: } \Delta N = \frac{N_{\max} - N}{N_0} \times 100$$

$N_0$ : 規定回転数 (r.p.m.)

$N_{\max}$ : 負荷遮断後の最高回転数 (r.p.m.)

$N$ : 負荷遮断前の一定回転数 (r.p.m.)

$$\text{負荷増加時: } \Delta N = \frac{N - N_{\min}}{N_0} \times 100$$

$N$ : 負荷増加前の一定回転数 (r.p.m.)

$N_{\min}$ : 負荷増加後の最低回転数 (r.p.m.)

$N_0$ : 規定回転数 (r.p.m.)

(5) 圧力変動率 ( $\Delta P\%$ )

$$\text{負荷遮断時: } \Delta P = \frac{P_{\max} - P_0}{P_0} \times 100$$

$P_{\max}$ : 負荷遮断によって生ずる水車入口最高圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$P_0$ : 負荷遮断前の水車入口圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$$\text{負荷増加時: } \Delta P = \frac{P - P_{\min}}{P_0} \times 100$$

$P$ : 負荷増加前の水車入口圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$P_{\min}$ : 負荷増加後の水車入口最低圧力 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$P_0$ : 水車入口の目標圧力 (この場合  $1.0 \text{ kg/cm}^2$  とした。)

(6) レーシング 水車の負荷が一定であるにもかかわらず、調速機関係の不具合によりガイドバーン(案内羽根)または針弁の開閉動作と回転数の昇降とを交互に繰り返して何時までも継続する現象をいう。

(7) ハンチング 一定負荷においてサーボモータが不規則に激しく往復運動する現象をいう。レーシングよりも激しくしかも不規則な場合で危険である。

## 3. 実験計画

この水車は落差 10 m, 流量  $20.4 \text{ l/sec}$ , 出力  $2.0 \text{ kW}$ , 回転数  $1,000 \text{ r.p.m.}$ , 比速度  $n_s = 79.5$  (m-kW) のフランシス低速車で、調速機は、それに適合するよう設計されたものである。これらの値を参照し、実験の規準値として回転数は  $1,000 \text{ r.p.m.}$ , 水車入口圧力は  $1.0 \text{ kg/cm}^2$  とし、負荷は負荷増加, 負荷遮断いずれの場合も、全負荷  $1.8 \text{ kW}$ ,  $3/4$  負荷  $1.4 \text{ kW}$ ,  $1/2$  負荷  $1.0 \text{ kW}$  および  $1/4$  負荷  $0.5 \text{ kW}$  に設定し、無負荷よりそれらの負荷に負荷増加, またはそれの負荷より無負荷に負荷遮断するようにした。

種々の予備実験および後述の理論解析の結果、調速系の作動に大きな影響を与える要因としては、(1)弾性復原部のダッシュポット・スロットル弁開度 (以下「D.P. 弁開度」とする。) により変わる圧油の流量抵抗、(2)ペンデュラム部ばね巻数 (「ばね巻数」) によって変わるばね定数および(3)ペンデュラム部ばね初期圧縮量 (「ばね初期圧縮量」) などがあることが解ったので、それらを次に示すように段階的に設定し、負荷増加, 負荷遮断実験を行ない、水車入口圧力, 水車軸回転数, サーボモータ・ストローク, 発電機出力の変動を測定し、閉鎖時間, 整定時間, 速度変動率, 圧力変動率を求めた。

## (1) D.P. 弁開度

D.P. 弁開度は 0~6 回転まで変えることができるが、予備実験の結果より 2 回転以下では整定時間が非常に長く、また 4.5 回転以上ではレーシングを起こすことが解ったので、

2.5—3.0—3.5—4.0 回転

の 4 段階の変化とした。(D.P. 弁の流量抵抗については III. を参照のこと。)

## (2) ばね巻数

ペンデュラム部のばね巻数は5.5~9.0巻まで調整できるが、7.0巻以上はレーシングを起こしたので、

5.5——6.0——6.5巻

の3段階について行なった。

## (3) ばね初期圧縮量

これは予備実験の結果では、ばね巻数と関係があることが解ったので、ペンデュラム部の構造から考えて、フライ・ボール片が垂直になる位置とその $\pm 1$  mmの位置に来るようなばね初期圧縮量を選定し、

5.5巻では 3, 4, 5 mm,

6.0巻では 4, 5, 6 mm,

6.5巻では 5, 6, 7 mm

とした。

ここで採り上げた追値型調速系の性能の良否について考察する場合、良好な状態というのは、レーシング、ハンチングなどの不安定現象を伴わずに、負荷の変動に対して水圧管内圧力の上昇ならびにその変動をできるだけ抑えて、整定時間またはガイドベーンの開閉作動時間ができるだけ短くなるような状態ということができる。

従って、本実験の具体的な目的は、上記(1)~(3)の設定条件の中から最も良好な結果の得られる条件を見出すことであるということができる。

# III. 調速系のデジタル・シミュレーション

## 1. 目的および概要

水車調速系の理論解析は系が複雑で非線形のため完全な理論解析は困難である。しかしある範囲ごとでは、線形近似等によって動作点近傍での動作方程式は記述できる。このことによって、本装置の理論的解析および大局的な諸因子の系に対する影響の度合が把握できる。

ここでは系の伝達特性を述べ、なるべく係数等の面で実際の装置に合わせた、簡単な近似によるデジタル・シミュレーションによる結果を述べる。

## 2. 各要素の伝達特性解析

装置の水車回転速度を制御量にした系の配置ブロック線図を図3に示す。

### (1) 配圧弁およびサーボモータ

これらは通常油の圧縮性や慣性等を考えると、高次の積分系となるがここではステップ応答試験より、最も簡単に1次おくれ系として近似した。

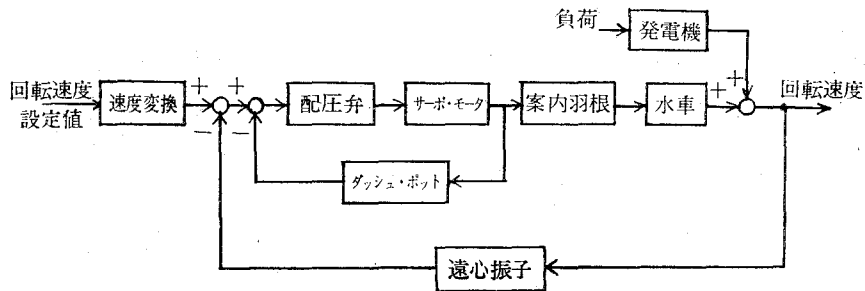


図3 水車調速系ブロック線図

$$y_2 = \frac{K_1}{1 + T_1 s} y_1$$

$y_1$ : 配圧弁スプール変位       $K_1$ : ゲイン

$y_2$ : サーボモータ変位       $T_1$ : 時定数

#### (2) ダッシュポット

擬微分的要素であるが、この場合構造的に流れの方向によって流量抵抗が異なることと、さらにスロットル弁によって逃げ流量調節が出来、フィードバック微分補償による調速性能の調整の一つの因子となっている。

$$y_4 = \frac{K_2 s}{1 + T_2 s} y_3$$

$y_3$ : ピストン変位 (サーボモータ側)

$y_4$ : ピストン変位 (配圧弁側)

$K_2$ : ゲイン       $T_2$ : 時定数

但し、 $K_2$  および  $T_2$  は変位方向によって値は異なる。

#### (3) 水車および案内羽根

案内羽根開度、水車発生トルクおよび水車角速度の関係は偏微分方程式となるが、発電機との連結を考えて、次のように動作点近傍での近似式とする。

$$\delta M = C\varepsilon - (a_p + J_p s)\omega$$

但し、 $\delta M$ : 水車トルク増分

$C$ : 案内羽根開度成分トルク変動係数

$a_p$ : 角速度成分トルク変動係数

$J_p$ : 水車回転部慣性モーメント

$\omega$ : 角速度増分       $\varepsilon$ : 案内羽根開度増分

#### (4) 発電機

角速度、発生電力および吸収トルクの関係は水車の場合と同様に偏微分方程式となるが、動作点近傍の近似式として次の関係式を得る。

$$\delta M = (a_d + J_d s)\omega + d \cdot p$$

但し,  $\delta M$ : 水車発生トルク (発電機吸収トルク) 増分

$a_d$ : 角速度成分変動係数

$d$ : 電力成分変動係数

$J_d$ : 発電機回転子の慣性モーメント

$\omega$ : 角速度増分  $p$ : 発生電力増分

#### (5) 遠心振子 (ペンデュラム部)

ここには弾性復原機構であるダッシュポット系のスロットル弁開度と並んで調整可能なペンデュラム部ばね巻数や速度設定値にも影響を与えるペンデュラム部ばね初期圧縮量などの調整可能部を含んでいる。そして次の2次系に近似する。

$$y_5 = \frac{K_3}{\alpha s^2 + \beta s + 1} N$$

但し,  $y_5$ : ペンデュラムスリーブ位置

$K_3$ : ペンデュラムゲイン

$\alpha, \beta$ : ばね定数, ばね初期圧縮量を含む定数

$N$ : 回転数増分

以上主要な要素として(1)~(5)まであげたが, 他にリンク機構等のこれらを連結する部分があるが省略する。

一般に定値制御系では外乱に対する特性を調べる必要があるが, この水車調速系では外乱として負荷変動を取ることが重要である。従って負荷に対する回転数のブロック線図をこれまでの特性をもとに整理すると図4になる。

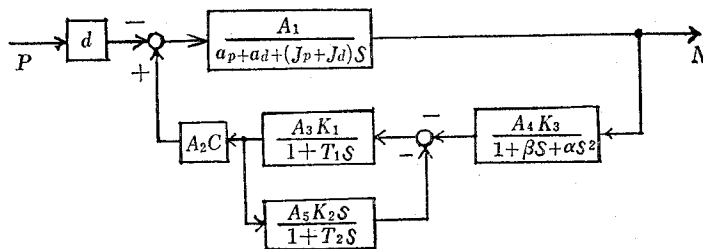


図4 外乱 (負荷) — 回転数ブロック線図

### 3. 計算結果と考察

実際の装置に合せて, 2. で求めた伝達関数の係数を決定する。図4より明らかなように負荷変化に対する回転数の関係は5次の微分方程式系で近似されたことになる。これを以下に1次の連立微分方程式で示すと

$$\dot{x}_1 = -0.02765x_1 + 13.07x_4 - 30.78P \quad (3-1)$$



$$\dot{x}_2 = x_3 \quad (3-2)$$

$$\dot{x}_3 = 277.6k_1x_1 - 732.1(k_2 - 18.32)x_2 - 9575.4x_3 \quad (3-3)$$

$$\dot{x}_4 = -11.15x_2 - 0.364x_4 - 4.1x_5 \quad (3-4)$$

$$\dot{x}_5 = -3.66K_2/T_2 \cdot x_2 - 0.119K_2/T_2 \cdot x_4 - (1.34K_2 + 1.0)/T_2 \cdot x_5 \quad (3-5)$$

但し,  $x_1$ : 水車回転数増分  $x_2$ : ペンデュラムスプール変位  
 $x_3$ : ペンデュラムスプール速度  $x_4$ : サーボモータストローク変位  
 $x_5$ : ダッシュポットフィードバック側変位である。

従って, 負荷  $P$  の変化に対して,  $k_1$ : ペンデュラム部ばね初期圧縮量を含む定数,  $K_2$ ,  $T_2$  ダッシュポットゲインおよび時定数の諸因子をパラメータとして回転数変化  $x_1$  等の関係を求めるものである。

### (1) 計算法の比較

(3-1)~(3-5) 式の 1 次連立微分方程式を解く方法は種々の数値計算法が考えられるが, ここでは 3 種の方法で簡単な計算法の比較を試みた。即ちやや解析的な方法を使って解を記述し, ここの時間については数値計算する状態遷移解法および数値積分により逐次解を求める方法に大別されるが, 後者については沢山の方法の中から簡単なオイラー法およびルンゲ・クッタ法を選んだ。前者の場合には方程式が簡単な場合には非常に計算時間も精度も当然良好な結果を与えるが, この場合はそうはいかずオイラー法が便利であることがわかった。以下にこれらについて簡単な説明を示す。

#### (i) 状態遷移解法

(3-1)~(3-5) 式をマトリックス形式で表すと,

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}\mathbf{u}$$

但し,  $\mathbf{x}$ :  $(1 \times n)$  状態マトリックス  $\mathbf{A}$ :  $(n \times n)$  系マトリックス  
 $\mathbf{u}$ :  $(1 \times r)$  制御マトリックス  $\mathbf{b}$ :  $(r \times 1)$  制御マトリックス

これより解析解は

$$\mathbf{x}(t) = \Phi(t)\mathbf{x}(0) + \int_0^t \Phi(t-\tau)\mathbf{b}\mathbf{u}(\tau)d\tau \quad (3-6)$$

但し,  $\Phi(t) = e^{At} = \mathcal{L}^{-1}[(sI - A)^{-1}]$  であり,  $e^{At}$  が解析的に求まると, 非常に計算は簡単になるが, この場合にはこれを数値計算せねばならずかなり面倒であった。

#### (ii) 数値積分法

ここでは比較的簡単で似た計算法であるルンゲ・クッタ法およびオイラー法を使用した。(3-6) 式で明らかなように, 指数型解をもつ系では時間の刻み幅をある程度以上に小さくしないと計算精度が悪くなるだけでなく, 途中で発散するので非常に計算時間を要することになる。

#### (iii) ま と め

各方法の計算時間のある時点で比較すると表 1 のようである。

表1 最小時間を1とする計算時間の比較

	オイラー法	ルンゲ・クッタ法	状態遷移解法
0.1秒の時点 に要する時間	1	5.2	2.4

オイラー法がこの中では一番計算時間が短いことがわかる。またこの1という時間は分オーダーであるから、30秒近く計算を必要とするこの問題では大きな違いである。

次に計算精度についてであるが、状態遷移解法においては比較的正確に検定できるのに対して、ルンゲ・クッタ法およびオイラー法においては精度検定は明確でない。そこで精度に関しては状態遷移解法をもとにして考えることにして、一例として20秒程度での整定時間を比較してみたのが表2である。

表2 計算精度の比較例—整定時間

ばね定数 (kg/cm)	状態遷移法 (秒)	オイラー法 (秒)	ルンゲ・クッタ法 (秒)
61.1	15.3	15.4	15.1
67.7	18.3	18.3	17.8
73.8	21.2	21.2	20.7

ばね初期圧縮量 5 mm    D.P. 弁開度 4 回転    1/2 負荷増加

これによると各法ともあまり異ならず、計算時間の一番短いオイラー法で十分であるといえる。

## (2) 理論値の検討

負荷外乱に対して、実際の装置では調整部分としてD.P.弁開度(流量抵抗)、ペンデュラム部ばね定数およびペンデュラム部ばね初期圧縮量がある。外乱変化は増加方向と減少方向とがあるが、実際に即して代表的な標準状態の1/2増加、遮断のステップ変化とした。

評価の主なものとして、整定時間を例にとって図に示したのが図5、図6および図7である。

整定時間への影響度は調整範囲内では、流量抵抗、ばね定数、ばね初期圧縮量の順になっていることがわかる。これは調整部の入っている位置からみて、理論的にも推定でき、弾性復

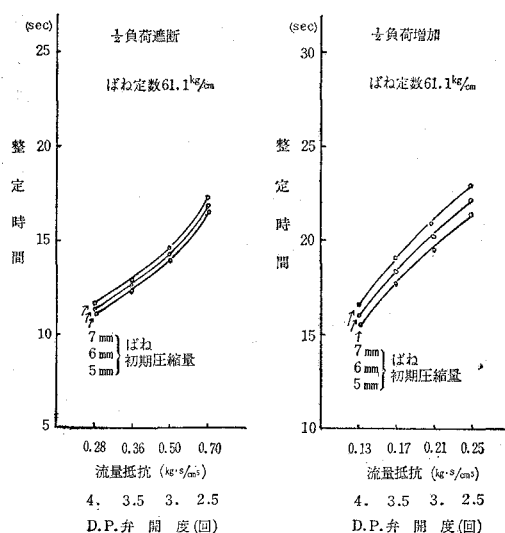


図5 D.P.弁開度(流量抵抗)と整定時間の関係

原機構部のダッシュポットスロットル弁開度即ち流量抵抗変化の影響はフィードバック要素となっており、その時定数を変化させるものである。これは信号量の大きな位置であり、ペンデュラム部の影響よりも大きいと思われる。

また、実際的には弁開度のほかにダッシュポットは流量方向即ち負荷増加、遮断によって流量抵抗を構造的に異ならせている結果が増加、遮断の場合の整定時間の相違となって表われている。

いずれの場合においても調整を最小値にするとき一番良好な結果を得ている。しかしこれは小さくすればするほど良好になるという単調な傾向を意味するものでなく、調整可能範囲での事であり、ある値で最小値があり、それより小さくすると急激にレーシング現象を起こすものと思われる。

従って以上のシミュレーション結果より判断すると、調整可能範囲をもって小さな値の位置を取る範囲とすべきであると思われる。

#### IV. 実験結果

負荷増加、負荷遮断いずれの場合も、調速系の作動に影響を与える要因とその影響を与える度合いは、D.P. 弁開度が最も強く、次がばね定数、ばね初期圧縮量の順である。D.P. 弁開度はレーシングを起こす直前の最大開度 4.0 回転、ばね定数もレーシングを起こす直前の最大巻数 6.5 巻に対する低いばね定数 61.1 kg/cm が、整定時間、閉鎖時間を短かくし、速度変動率、圧力変動率を低くする効果をもつことがわかった。ばね初期圧縮量は、ばね巻数とも関連し、各ばね巻数に応じてその最適値があるようである。

##### 1. 負荷増加実験

この実験における測定記録の代表例を図 8・1 に示す。

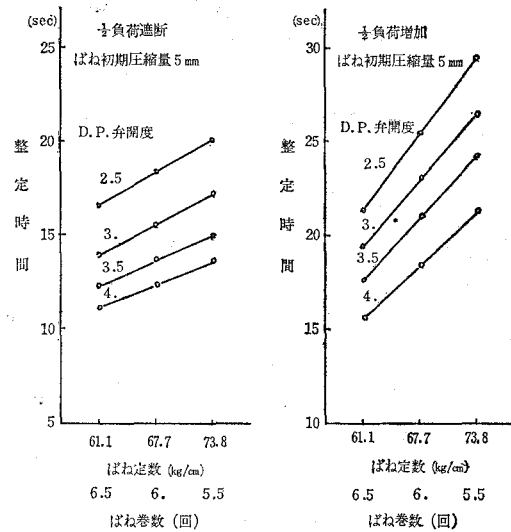


図 6 ばね定数と整定時間の関係

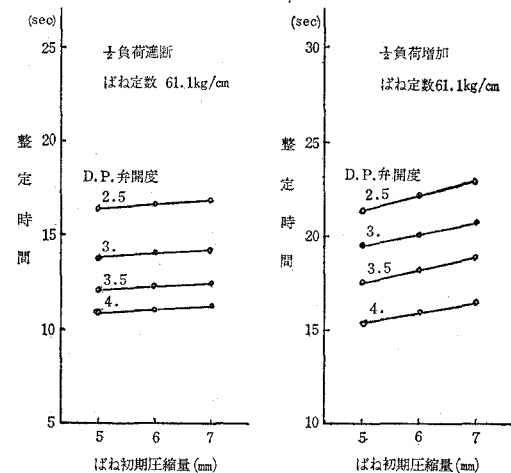


図 7 ばね初期圧縮量と整定時間の関係

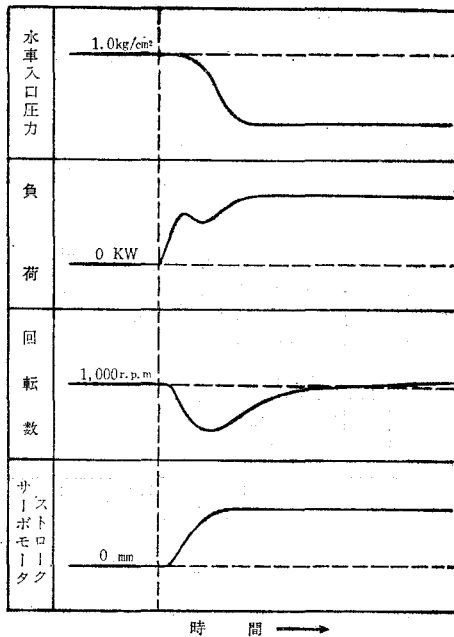


図8-1 負荷増加実験の測定例

(1) 整定時間

整定時間はこの実験を通じて8~22sec程

度である。図8-2には、ばね初期圧縮量5.0mmのときのばね巻数、D.P.弁開度による整定時間の变化を示す。

(2) 速度変動率

速度変動率は最も大きい値を示す全負荷の場合でも23%弱である。実用の大型フランシス水車の場合、通常最大25~30%とされているので、この実験結果は満足できる結果といえることができる。図8-3には図8-2と同一要因による速度変動率の変化を示す。

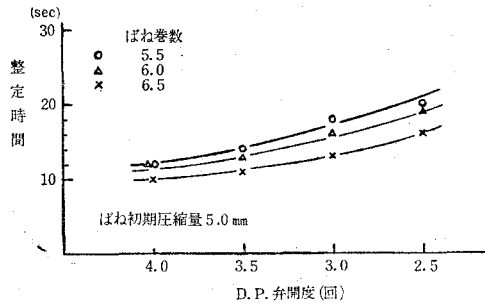


図8-2 全負荷増加時の整定時間

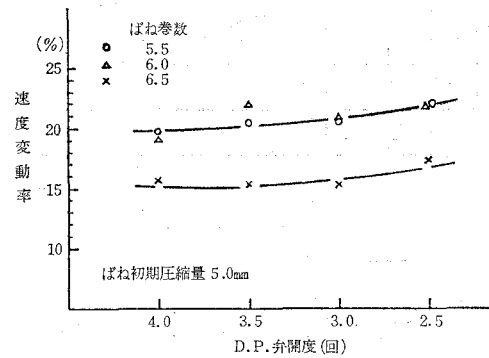


図8-3 全負荷増加時の速度変動率

表3 負荷増加における最良の実験結果

設 定 値	負 荷	整 定 時 間 (sec)	速 度 変 動 率 (%)	圧 力 変 動 率 (%)
(1) { D.P. 弁 開 度    4.0回	全	10.0	15.1	38.8
ば ね 巻 数    6.0巻	3/4	10.0	12.5	48.0
ばね初期圧縮量 4.0mm	1/2	10.0	7.7	15.0
水車入口圧力 1.0kg/cm²	1/4	8.0	6.1	8.0
(2) { ば ね 巻 数    6.5巻	全	10.0	15.6	14.0
ばね初期圧縮量 5.0mm	3/4	12.0	12.0	20.0
他は(1)と同一。	1/2	10.0	9.9	10.0
	1/4	9.0	4.0	14.0

この負荷増加実験を通じて、整定時間が各負荷にわたって最短になる点に注目した最良のデータとして、表3の2例が上げられる。

## 2. 負荷遮断実験

この実験における測定記録の代表例を図9・1に示す。

### (1) 閉鎖時間

閉鎖時間はこの実験を通じて3.0~9.5 sec程度であり、水撃現象を防ぐ緩閉鎖の場合に

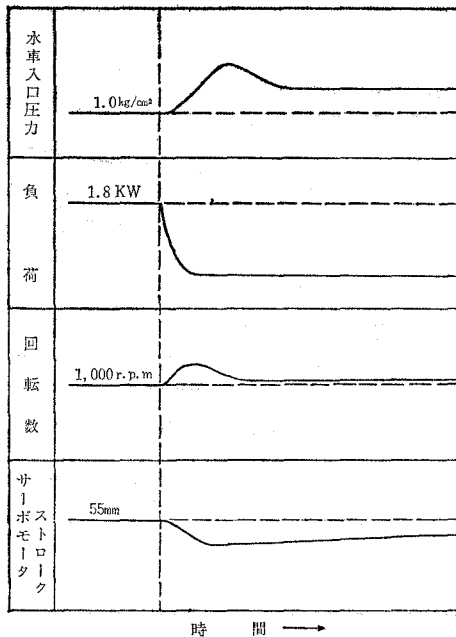


図9・1 負荷遮断実験の測定例

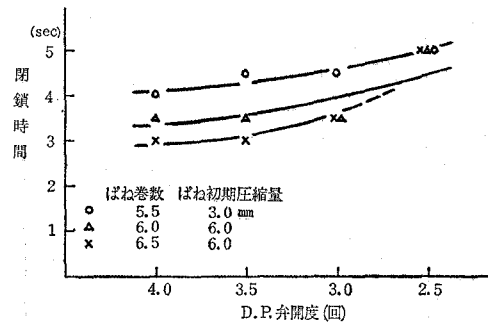


図9・2 全負荷遮断時の閉鎖時間

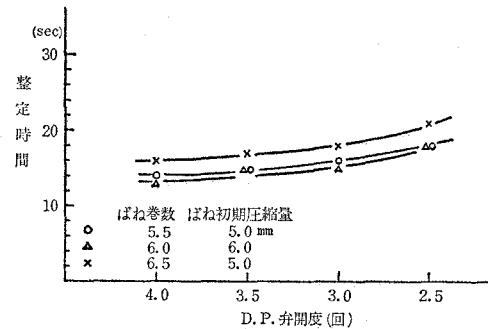


図9・3 全負荷遮断時の整定時間

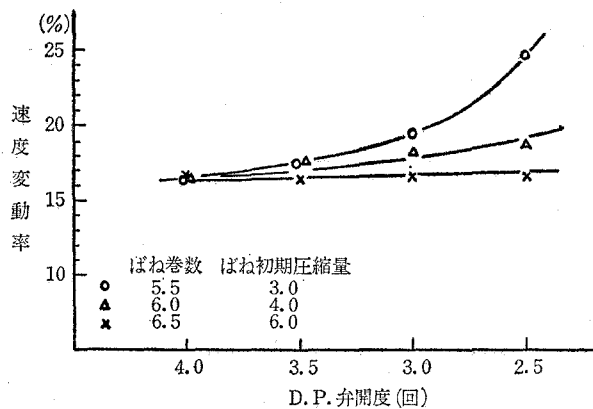


図9・4 全負荷遮断時の速度変動率

相当する。実用のフランス水車の場合の閉鎖時間は1.5~5.5 sec 程度といわれているので、この実験結果は比較の対象となりうる。図9・2には全負荷遮断で、よい結果を与える閉鎖時間の変化の例を示す。

## (2) 整定時間

これはできるだけ短いことが望まれる。この実験を通じて8~23sec 程度である。図9・3には全負荷遮断で、よい結果を与える整定時間の変化の例を示す。

## (3) 速度変動率

この実験を通じて3~26% 程度である。D.P. 弁開度が大、ばね巻数大、負荷が小なるほど速度変動率は小さくなる。図9・4には全負荷遮断で、よい結果を与える速度変動率の変化の例を示す。

## (4) 圧力変動率

この実験を通じての最大圧力変動率を抽出すると、表4のようになる。

この実験装置では減圧弁により過大な圧力上昇を防ぐようにしたが、全体を通じて閉鎖時間、整定時間を短かくするようにしたことと、減圧弁の作動が充分でなかったため上のような結果となった。図9・5には図9・2の場合に対応する速度変動率の変化を示す。表4の値に比べて、かなり低く抑えることができた。

表4 各負荷における最大圧力変動率

遮断前負荷	遮断前 水車入口圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	最大 水車入口圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	安定後 水車入口圧力 (kg/cm <sup>2</sup> )	圧力変動率 (%)
全	1.04	1.78	1.50	71
3/4	1.03	1.80	1.46	75
1/2	1.16	1.51	1.46	30
1/4	1.08	1.33	1.22	23

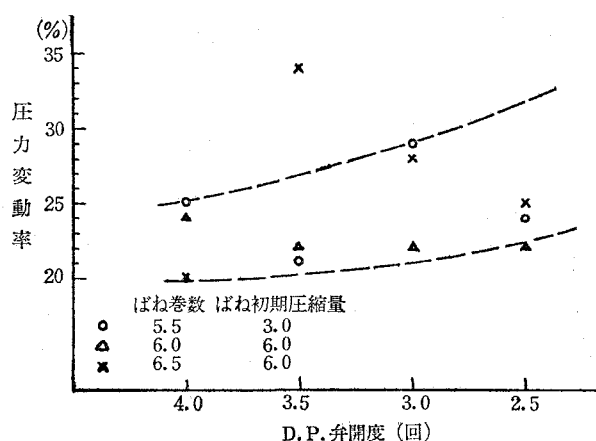


図9・5 全負荷遮断時の圧力変動率

表5 負荷遮断における最良の実験結果

設 定 値	負 荷	閉鎖時間 (sec)	整 定 時 間 (sec)	速度変動率 (%)	圧力変動率 (%)
(1) { D.P. 弁 開 度 4.0回 ばね 巻 数 6.5巻 ばね初期圧縮量 6.0mm 水車入口圧力 1.0kg/cm <sup>2</sup>	全	3.0	17.0	16.6	20.4
	3/4	3.5	17.0	11.9	22.2
	1/2	4.0	16.0	9.3	11.2
	1/4	3.0	8.0	2.7	1.9
(2) { ばね 巻 数 6.0巻 他は (1) と同一。	全	3.5	13.0	17.9	24.3
	3/4	5.5	13.0	19.2	28.0
	1/2	4.5	14.0	10.7	15.7
	1/4	4.0	9.0	5.3	0

この負荷遮断実験を通じてみると、閉鎖時間が最短となる点に注目した場合 [表5, (1)] と、整定時間が最短となる点に注目した場合 [表5, (2)] の最良の実験結果は表5のようになる。

## V. 実験結果と理論解析の比較

### 1. 両者の傾向の比較

D.P. 弁開度を大きくする、すなわち弁の流量抵抗を小とすれば整定時間が短くなり良い結果が得られるということ、およびばね巻数を大にする、すなわちばね定数を小さくすれば、同様に整定時間が短くなるということは実験結果および理論解析いずれもその傾向は一致している。ばね初期圧縮量については、理論解析では設定範囲内で小さい程よいという結果が出ているが、実験ではそれ程はつきりした傾向はつかめず、ばね巻数に対応して最適のばね初期圧縮量があるようにみえる。

### 2. 諸要因の調速系に及ぼす影響

D.P. 弁の流量抵抗が影響度最も大きく、次にばね定数、ばね初期圧縮量の順になっていることは、実験結果および理論解析ともに一致している。

### 3. 整定時間および速度変動率に関する比較例

実験と理論解析とを比較するために、代表例として1/2 負荷における整定時間および速度変動率をとり上げてみる。図10・1、図10・2は、ばね初期圧縮量5mmのとき、ばね定数をパラメータとして、それぞれ負荷増加、負荷遮断の場合の整定時間を、理論解析と実験とで比較したものである。

図10・1の1/2 負荷増加の例ではD.P. 弁の流量抵抗により整定時間が変化する傾向は一致しているが、実数値が異なり、理論解析の方がかなり大きな値を示している。図10・2の1/2 負荷遮断では傾向も実数値もほぼよい一致がみられる。これらの相違または一致については次節で考察する。

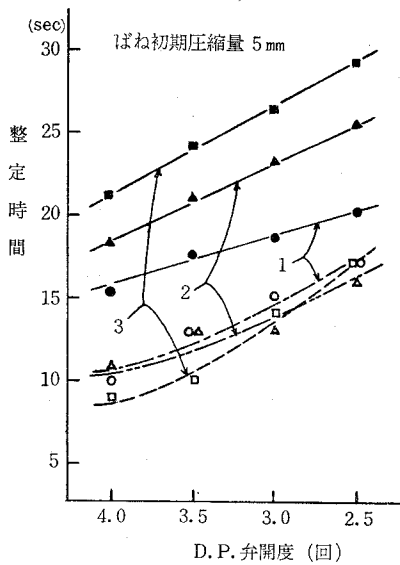


図 10-1 1/2 負荷増加時の整定時間の比較

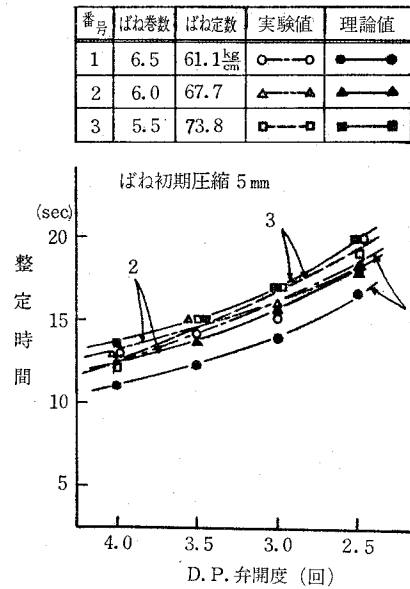


図 10-2 1/2 負荷遮断時の整定時間の比較

番号	ばね巻数	ばね定数	実験値	理論値
1	6.5	61.1 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}}$	○—○	●—●
2	6.0	67.7	△—△	▲—▲
3	5.5	73.8	□—□	■—■

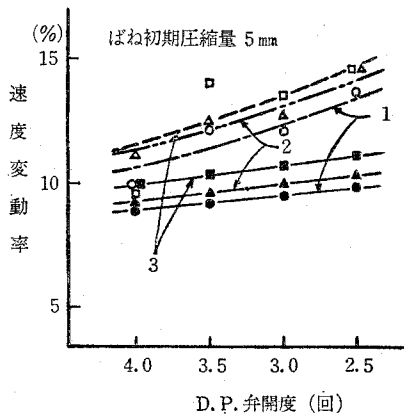


図 11-1 1/2 負荷増加時の速度変動率の比較

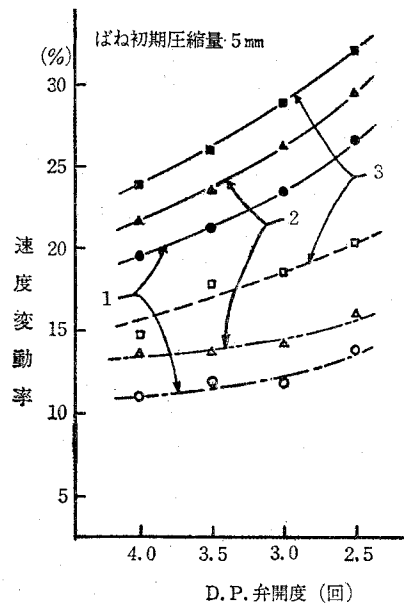


図 11-2 1/2 負荷遮断時の速度変動率の比較

理論値、実験値それぞれで負荷増加と負荷遮断を比較すると、整定時間が遮断のときよりも長い実験値の方が、実用面から考えて危険防止上よい結果であるといえる。

図 11-1、図 11-2 は、同様に速度変動率について比較したものである。この場合は負荷増



加において理論解析，実験結果が近接した値を示しているが，負荷遮断では，理論解析の方が大きな値を示している。

他の負荷の場合にも以上の様な傾向が見られた。

#### 4. 理論値と実験値との差に対する考察

理論値と実験値は傾向的にはよい一致が見られたが，実数値についてかなり差のある場合がある。その原因として第一に挙げられるのは，D.P. 弁の流量抵抗の見積り，第二には，はずみ車効果の考慮，実験装置の方からは，第三に減圧弁の作動，第四に水抵抗器による負荷増加または遮断方法等である。

D.P. 弁の流量抵抗の見積りについては，理論解析でその設定に誤差があったと考えられる。すなわちダッシュポットのスロットル弁はニードル弁の型式なので，流量抵抗は負荷増加と遮断では異なっており，負荷増加の整定時間にその見積りの誤差が響いたものと考えられる。

はずみ車効果については，理論解析では含めて考慮していないので，それは負荷遮断のときの速度変動率の差となって表われていると考えられる。すなわち，速度変動率  $\Delta N$  は，

$$\Delta N = k \times \frac{\Delta L \left( t + \frac{T}{2} \right)}{GD^2 n^2}$$

$k$ : 定数

$\Delta L$ : 出力の増減

$t$ : 不動時間

$T$ : 閉鎖または開放時間

$GD^2$ : はずみ車効果

$n$ : 規定回転数

で表わされ， $\Delta N$  は，はずみ車効果  $GD^2$  に反比例するから，実験の場合，小さいとはいえはずみ車効果があり，それは速度変動率を小にする効果をもつので，特に負荷増加において実験の  $\Delta N$  が低く出て来た原因の一つとなっていると考えられる。

以上の外に減圧弁の，圧力を回復させる動作の不充分さ，水抵抗器による負荷増加，負荷遮断が完全なステップ状になり得なかったことなども相互に作用して，理論値，実験値の差違を示したと考えられる。また理論解析の方だけの問題としては，初期値のとり方にも問題があったと考えられる。

## VI. ま と め

1. 小型フランシス水車および调速機を用いて，调速系の作動の理論解析および実験を行ない系統的に論ずることができた。

2. 両者は傾向的にかなりよい一致を見，影響を与える要因は，D.P. 弁開度，ばね定数，ばね初期圧縮量であり，それらの影響の程度を明らかにすることができた。

3. この调速系において最高の性能を期待できる設定値を見出すことができた。

4. 閉鎖時間，速度変動率について得られた結果は，実用の水車のそれらと同程度のもの

であり、細かな点で問題はあるにしても、実用の水車にもこの解析方法は適用しうるものと考ええる。

終わりにここ数年来、流体機械学講座および計測工学講座でこの実験と理論解析に関与した助手、技官ならびに当時学生の諸君に深く感謝の意を表する。 (昭和49年5月20日受理)

## 文 献

- 三浦：自動制御大要，養賢堂。
- 佐野・有江：水力学および水力機械，工学図書。
- 水力機械工学便覧編集委員会：水力機械工学便覧，コロナ社。
- 中田：自動制御の理論，オーム社。
- 深栖：水車の調整装置，産業図書。
- 山村・山中：発電工学，コロナ社。
- 辻：油圧工学，日刊工業。
- 日本機械学会：機械工学便覧，日本機械学会。